

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-141036

(43) 公開日 平成10年(1998)5月26日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>  
F 01 M 1/16  
F 01 L 1/34  
F 02 D 13/02

### 識別記号

F I  
F 0 1 M 1/16  
F 0 1 L 1/34  
F 0 2 D 13/02

F  
Z  
G

審査請求 未請求 請求項の数9 OL (全 14 頁)

(21)出願番号 特願平9-167755  
 (22)出願日 平成9年(1997)6月24日  
 (31)優先権主張番号 特願平8-243444  
 (32)優先日 平8(1996)9月13日  
 (33)優先権主張国 日本(JP)

(71) 出願人 000004695  
 株式会社日本自動車部品総合研究所  
 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

(71) 出願人 000003207  
 トヨタ自動車株式会社  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 福永 博之  
 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
 社日本自動車部品総合研究所内

(72) 発明者 加藤 直也  
 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
 社日本自動車部品総合研究所内

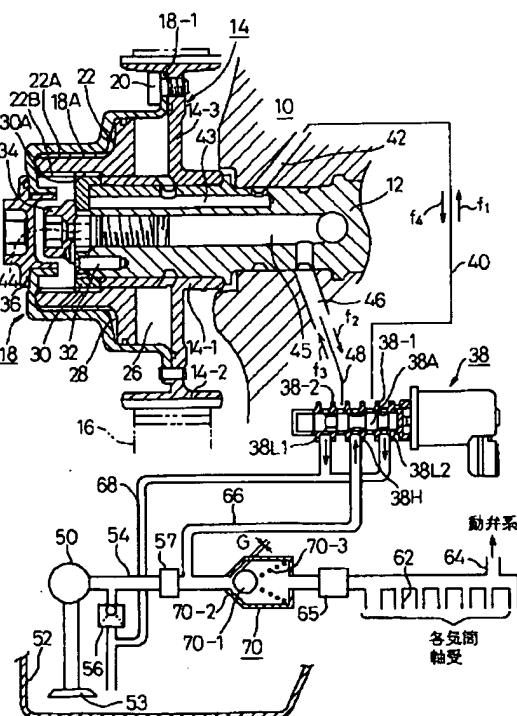
(74) 代理人 弁理士 石田 敬 (外3名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の潤滑油圧回路

(57) 【要約】

【課題】 本発明は内燃機関の潤滑油系における油圧制御装置に関し、軸受部や動弁系等の潤滑必要部位への必要な潤滑油量を確保しつつバルブタイミング可変機構に高油圧を送ることができるようすることを目的とする。

【解決手段】 潤滑油ポンプ50と内燃機関の潤滑必要部位を接続する潤滑油通路54において、バルブタイミング制御弁38への高圧通路66が分岐する部位より下流側に制御弁70を設ける。制御弁70は潤滑油通路54の圧力に応動するが、潤滑油圧力が小となる高油温(100°C)以上・低回転時(600rpm)において最小の潤滑油量を内燃機関の潤滑必要部位を確保する隙間Gを弁体70-1とバルブシート70-2との間に確保している。そのため、低油圧時にバルブタイミング機構への給油を優先的に行いバルブタイミング切替応答性を確保することができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 油圧によって制御されるバルブタイミング可変機構を備えた内燃機関において、内燃機関の潤滑必要部位への油圧通路と前記バルブタイミング可変機構への油圧通路との分岐部に内燃機関への油量とバルブタイミング可変機構への油量との分配を制御する制御弁が設けられ、該制御弁はバルブタイミング可変機構の作動時においてバルブタイミング可変機構への給油を優先するように油量制御を行う弁であることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項2】 請求項1に記載の発明において、制御弁によるバルブタイミング可変機構の作動時における優先給油は少なくとも油圧が小さいときにおいて行われることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項3】 請求項1に記載の発明において、前記油圧通路に送出される油圧を可変制御するための可変リーフ弁を備え、可変リーフ弁はバルブタイミング可変機構への給油の優先制御時に油圧を高める弁であることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項4】 油圧によって制御されるバルブタイミング可変機構を備えた内燃機関において、内燃機関の潤滑必要部位への油圧通路と前記バルブタイミング可変機構への油圧通路との分岐部から潤滑必要部位側に油量を制御するための制御弁が設けられ、該制御弁は低油圧時に流路面積を小とするように流路面積の制御を行う弁であることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項5】 請求項4に記載の発明において、前記油圧通路に送出される油圧を可変制御するための可変リーフ弁を備え、可変リーフ弁は流路面積を小とする運転時に油圧を高める弁であることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項6】 請求項1もしくは4に記載の発明において、油圧通路に送り出される油圧を制御するための前記制御弁はオイルクーラのハウジングに収容されていることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項7】 請求項6に記載の発明において、オイルフィルタがハウジング内に収容されていることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項8】 請求項4に記載の発明において、前記制御弁は油圧の増大に応じて開度が大きくなる常開の流量制御弁より構成されることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

【請求項9】 請求項4に記載の発明において、前記制御弁は油圧の増大に応じて開度が大きくなる弁体と該弁体に並列に設けられたバイパス通路とから構成されることを特徴とする内燃機関の潤滑油圧回路。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は可変バルブタイミング等の内燃機関の運転制御のため設けられ、内燃機関

の運転状態に応じて作動する油圧アクチュエータを備えた内燃機関の潤滑油圧回路に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】バルブタイミング可変機構(VVT)等の内燃機関運転制御装置では内燃機関の潤滑油圧をその動力源として使用する。バルブタイミング可変機構への油圧は内燃機関の潤滑油ポンプから軸受部や動弁系への潤滑必要部位への潤滑油通路から分岐させている。内燃機関の運転条件に応じて油圧は選択的にバルブタイミング可

10 变機構に送られ、所期のバルブタイミング制御が行われる。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】潤滑油の温度が高い状態ではその粘度は低下し、同一の機関回転数に対して潤滑油ポンプからの油圧は降下する。一方、機関回転数が低下すると油圧は低下する。従って、潤滑油の温度が高くかつ機関回転数が低い状態においてはこれらの両者の影響の和によって潤滑油の油圧の低下は大きくなる。油圧が低下しても軸受部や動弁系では低圧損の給油が行われ、潤滑に必要な油量は確保することができる。しかしながら、VVTへは必要な高油圧が供給されなくなるためバルブタイミング制御時に油圧機構の動作が緩慢となり、バルブタイミング制御の応答性の悪化が見られる。またバルブタイミング制御の安定性が悪化する。

20 【0004】この発明は軸受部や動弁系等の潤滑必要部位への必要な潤滑油量を確保しつつバルブタイミング可変機構に高油圧を送ることができるようすることを目的とする。

## 【0005】

30 【課題を解決するための手段】この発明は上記課題を解決するため請求項1に記載の技術手段を採用する。この技術手段によれば、請求項1の発明ではバルブタイミング可変機構の作動時においてバルブタイミング可変機構に優先的に油圧を供給することによりバルブタイミング切替の応答性を高めることができる。

【0006】請求項2に記載の技術手段によれば、バルブタイミング可変機構への優先的な油圧供給は少なくとも低油圧のときに行うことにより、応答性の低下する低油圧のときにおいて高速応答性を確実に確保することができる。請求項3に記載の技術手段によれば油圧通路に送出される油圧を制御するリリーフ弁を設けることにより、バルブタイミング可変機構の応答性の低下の懼れがある運転時に油圧を高めることにより、請求項3と同様な効果を奏することができる。

40 【0007】請求項4の技術手段によれば、内燃機関の潤滑必要部位とバルブタイミング可変機構への油圧通路の分岐部に低油圧時に内燃機関の潤滑必要部位への油量を最低限に絞る制御弁を設けることで、低油圧時にもバルブタイミング切替えの必要な応答性を確保することができる。請求項5の技術手段によれば、内燃機関の潤滑

必要部位への油量を絞るときにリリーフ弁により油圧を高めることにより、請求項2と同様な効果を得ることができる。

【0008】請求項6, 7の技術手段によれば、制御弁をオイルクーラのハウジングに収容、さらにオイルフィルタをハウジングに収容することにより、構造のコンパクト化及び部品点数の削減を図ることができる。

【0009】

【発明の実施の形態】以下、この発明の、バルブタイミング可変機構(VVT)への応用を図面によって説明すると、第1の実施の形態を示す第1図において、10は内燃機関のシリンダヘッドであり、カムシャフト12が回転自在に軸支されている。カムシャフト12の一端にタイミングブーリ14がそのスリーブ部14-1においてカムシャフト12上に回転可能に取り付けられている。タイミングブーリ14のブーリ部14-2はタイミングベルト16によって図示しないクランク軸上のタイミングブーリに連結され、クランク軸の回転運動がタイミングブーリ14に伝達される。

【0010】動力伝達カップ18はそのフランジ部18-1がねじ20によってタイミングブーリ14のハブ部14-3に締結されている。動力伝達カップ18の内方にタイミングピストン22が配置される。タイミングピストン22はタイミングブーリ14のスリーブ部14-1に対して軸線方向に摺動自在とされ、タイミングブーリ14のハブ部14-3に面したタイミングピストン22の一側面に第1油圧室26が形成され、動力伝達カップ18に面したタイミングピストン22の他側面に第2油圧室28が形成される。動力伝達カップ18の内方に連結プレート30が配置され、連結プレート30はピン32によってカムシャフト12に対して回り止めされていると共に、中空ボルト34によってカムシャフト12の端部に締結されている。カバープレート36は動力伝達カップ18の開口部に嵌着されている。

【0011】タイミングピストン22はその外周及び内周に少なくとも一方はカムシャフト12の軸線に対して傾斜したスプライン22A, 22Bを形成しており、外周側のスプライン22Aは動力伝達カップ18の内周に形成したスプライン18Aと噛合し、内周側のスプライン22Bは連結プレート30の外周に形成したスプライン30Aと噛合している。タイミングピストン22の外周がタイミングブーリ14側の動力伝達カップ18とスプライン係合し、タイミングピストン22の内周がカムシャフト12側の連結プレート30とスプライン係合する構成により、タイミングピストン22の軸線方向に沿った移動はスプラインが軸線方向に対して傾斜していることから、カムシャフト12とタイミングブーリ14との相対回転を惹起させ、バルブタイミングを変化させることができる。

【0012】バルブタイミング制御弁(OCV)38はバル

ブタイミングを所期の値に制御するべく第1油圧室26、第2油圧室28への油圧の導入を切り換えるため設けられる。即ち、バルブタイミング制御弁38は5ポート2位置弁として構成され、その弁体38Aが図示の第1位置にあるときは、第1油圧室26に接続された第1切替ポート38-1は後述のように油圧源側に接続された高圧ポート38Hに接続され、第2油圧室28に接続された第2切替ポート38-2は後述のようにオイルパン52に接続された低圧ポート38L1に接続される。そのため、高圧ポート38Hの油圧は第1切替ポート38-1より配管40を矢印f<sub>1</sub>の方向に通過し、シリンダヘッド10内の通路42、カムシャフト12内の通路43を介して第1油圧室26に導入され、第2油圧室28内の油圧は中空ボルト34内の通路44、カムシャフト12内の通路45、シリンダヘッド10内の通路46を介して、配管48内を矢印f<sub>2</sub>のように流れ、第2切替ポート38-2より低圧ポート38L1に戻される。即ち、第1油圧室26は高圧、第2油圧室28は低圧となり、タイミングピストン22は左行する（このときバルブタイミングは、例えば、進角側の値となる）。

【0013】バルブタイミング制御弁38が第2位置に切り換えるると、弁体38Aは左方向に伸出され、第2油圧室28に接続された第2切替ポート38-2が高圧ポート38Hに接続され、第1油圧室26に接続された第1切替ポート38-1が後述のようにオイルパン52に接続された低圧ポート38L2に接続される。そのため、高圧ポート38Hの油圧は第2切替ポート38-2より配管48を矢印f<sub>3</sub>の方向に通過し、シリンダヘッド10内の通路46、カムシャフト12内の通路45、中空ボルト34内の通路44を介して第2油圧室28に導入され、第1油圧室26内の油圧はカムシャフト12内の通路43、シリンダヘッド10内の通路42を介して、配管40内を矢印f<sub>4</sub>のように流れ、第1切替ポート38-1より低圧ポート38L2に戻される。即ち、第1油圧室26は低圧、第2油圧室28は高圧となり、タイミングピストン22は右行する（バルブタイミングは遅角側の値となる）。

【0014】また、所定のバルブタイミングが得られた状態ではバルブタイミング制御弁は中立位置とされる。この中立位置では第1切替ポート38-1及び第2切替ポート38-2は弁体38Aによって完全に閉塞され、高圧ポート38Hにも低圧ポート38L1, 38L2にも連通しない。したがって、タイミングピストンはその位置を動かず、バルブタイミングはその値に保持される。

【0015】バルブタイミング制御のための具体的な動作を説明する、回転数及び負荷等の運転条件により目標バルブタイミングVi（＝タイミングピストン22の位置等）をマップ演算し、実際に検出されるバルブタイミングVxが目標バルブタイミングViに一致するようにバルブタイミング制御弁38がフィードバック制御される。この制御については図18の第4実施例においてフ

ローチャート(ステップ260～268)においても説明されている。

【0016】次に内燃機関はタイミング機構(VVT)への作動油圧の供給を説明すると、潤滑油ポンプ50は内燃機関のクランク軸によって駆動され、オイルパン52からの潤滑油はストレーナ53を介してを汲み上げられ、潤滑油通路54に圧送される。潤滑油ポンプ50の出口付近において潤滑油通路54に調量用のリリーフ弁56が設けられる。57はオイルフィルタである。潤滑油通路54は内燃機関の潤滑が必要となる各部位、即ち、各気筒の主軸受への給油通路62、動弁系への給油通路64に接続される。65はオイルクーラである。また、バルブタイミング可変機構への作動油圧を取り出すための高圧通路66は内燃機関の潤滑必要部位への通路60, 62, 64の上流において潤滑油通路54から分岐しており、前述のようなバルブタイミング切替動作に必要となる油圧をバルブタイミング制御弁38に導くべく高圧ポート38Hに接続される。また、バルブタイミング制御弁38の低圧ポート38L1及び38L2からの低圧通路68はオイルパン52に接続している。

【0017】この実施形態によれば、流量制御弁70が潤滑油通路54への分岐部位の下流におけるメイン潤滑油通路54に配置される。流量制御弁70の弁体70-1は潤滑油温が高くかつ内燃機関回転数が低い最小油圧の状態においてVVT側に優先的な油圧供給が行われるように構成される。即ち、最小油圧の状態では内燃機関の潤滑必要部位への給油量は潤滑性能を確保に必要となる最小限まで絞られ、残りはVVT側に振り向けられる。即ち、制御弁70は内燃機関の潤滑必要部位への必要油量を確保する所定の隙間Gをバルブシート70-2との間に形成するようにスプリング70-3のばね定数を設定しており、また、油圧が増大すると共にリフト量は大きくなるようにされる。図2は制御弁70に加わる油圧と通路面積比(潤滑油通路の面積に対する流量制御弁70の開口面積比)との関係を示す。図示のように制御弁にかかる油圧が小さいときは通路面積比は隙間Gの大きさによって決まる一定の小さな値に保持され、制御弁にかかる圧力が所定値p<sub>0</sub>に上昇した後はそこにかかる油圧に比例して通路面積比は大きくなり、所定の油圧p<sub>0</sub>に到達した後は最大の通路面積比に固定されるように設定される。低圧時の開口面積を必要最小限に絞り、VVTへの給油を優先的に行うことにより、流量制御弁70の上流側の潤滑油圧を高め、バルブタイミング可変機構における応答速度の改善を図ることができる。

【0018】従来技術においてはこの発明のような流量制御弁70は設けられていなかった。この場合、潤滑油温度が高く、機関回転数が低いため、潤滑油供給通路の圧力が低くなるときのバルブタイミングの切替え時の応答性が悪化する問題があった。即ち、図3は流量制御弁70を持たないものにおいて、リリーフ弁56の下流の

潤滑油通路54における油圧(横軸)と、応答時間(進角側と遅角側とでバルブタイミング切替に要する時間(縦軸))との関係を示す。機関回転数を複数段階(例えば600 rpm, 2,000 rpm等)で変化させることにより油圧を変化させ、その油圧の値に対する応答時間の変化を図3の曲線A, Bに示し、Aは潤滑油温が100°C、曲線Bは潤滑油温が40°Cの場合である。図から判るように潤滑油温が高い場合(A)は潤滑油が低い場合(B)と比較して油圧は低下し、潤滑油温が変化しない場合は機関回転数が低い場合は高い場合より油圧は低下する。従って、潤滑油温が高く機関回転数が低い場合は油圧の低下が大きく、図中、曲線A上の潤滑油温=100°C、機関回転数600 rpmの場合が応答時間は最長となる。

【0019】このような問題点の解決を図るためにこの発明では低回転時においてVVTへの油圧供給を優先するために内燃機関の潤滑必要部への潤滑油通路における流路面積を必要最小限に絞っており、このため流量制御弁70を設けている。これは、油圧が下がる高油温・低回転時は内燃機関の潤滑必要部では低圧損の高給油状態であるため油量としては過剰となっており、油量を必要量まで絞り過剰な部分を制御油圧用に優先すれば油圧を高めることができるという思想に立つものである。即ち、図4は潤滑油通路54に絞り部分がない従来技術における各回転数に対する主軸受1回転当たりの油量を示す。低回転側1回転当たりの油量が多くなる。1回転当たりの油量が少ない高回転側でも必要油量が得られるようになっていることから、図中矢印Eで示す分だけ低回転側での油量が過大となっている。即ち、低回転側ではこの分をバルブタイミング可変機構の駆動用に優先して使用すれば油圧を高めることができる。そこで、この発明では低油圧時の油量をこの必要最低限に絞るため流量制御弁70を設けているのである。

【0020】以下、流量制御弁70の作動を詳細に説明すると、高い潤滑油圧が得られる、例えば、潤滑油温度が100°Cで、機関回転数が2000r.p.m.といった場合(図3の曲線A参照)について先ず説明する。まず、バルブタイミング可変機構が作動していない状態(バルブタイミング制御弁38が中立位置にある状態)について説明すると、油圧ポンプ50からの潤滑油はリリーフ弁56において余剰の潤滑油から1:1のようオイルパン52に戻され、油圧は図6(1)のp<sub>1</sub>に制御される。高圧通路66より高圧ポート38Hに向かう油量(図5(1)のh<sub>1</sub>)は殆ど零である(図6(2)参照)。従って、リリーフ弁56を通った後の潤滑油通路54内の大部分は潤滑油は油圧制御弁70を介して矢印j<sub>1</sub>, k<sub>1</sub>のよう内燃機関の潤滑必要部(主軸受、動弁系)に供給される。このときの油圧の大きさは流量制御弁70を図2の最大の通路面積比とする圧力p<sub>0</sub>より高くなっている。【0021】バルブタイミングを変化(図の例では進角)させるために(第1油圧室26または第2油圧室2

8に油圧を導くため)、時刻  $t_A$  でバルブタイミング制御弁(OCV) 38のソレノイドがオンされると(図6の(1))、図5の(1)の矢印  $h_2$  に示す、高圧通路6 6への潤滑油の分流量が多くなる(図6の(2) 参照)。このとき高圧通路6 6への潤滑油量  $h_1$  の急増により潤滑油通路5 4の圧力  $p_3$  はリリーフ圧力  $p_0$  付近まで低下し(図6(1))、リリーフ量  $l_2$  は少なくなるが、依然として流量制御弁7 0の開度は通路面積比(図2)を最大値とする圧力を確保する。そのため、必要量の潤滑油を流量制御弁7 0を介して矢印  $j_2$  ,  $k_2$  のように内燃機関の潤滑必要部(主軸受、動弁系)に供給することができる。

【0022】バルブタイミング制御弁3 8から第1油圧室2 6または第2油圧室2 8への油圧導入によってバルブタイミングは油圧導入速度に応じて変化され(図6の(1))、時間  $\tau$  の経過後時刻  $t_B$  でバルブタイミングの切り替えが完了される。潤滑油温度が高温(例えば100 °C)で、機関回転数が600 r.p.m.といった低回転の場合は潤滑油通路5 4における油圧は低くなり(図3の曲線A参照)、バルブタイミング制御弁(OCV) 38のオフ状態において(図7の(1))、矢印  $l_3$  で示すリリーフ量は殆ど零となる(図8(2) 参照)。また、高圧通路6 6

(高圧ポート38H)への漏洩分の潤滑油(矢印  $h_3$ )も殆ど零となる(図8(1) 参照)。大部分は内燃機関の潤滑必要部に矢印  $j_3$  ,  $k_3$  のように流入される。リリーフを抑えることによりこの場合の油圧通路5 4の油圧はリリーフ圧  $p_0$  より幾分低い値  $p_4$  とするがこの値  $p_4$  は図2において通路面積比を最大値とする値  $p_b$  には達している(図8(1))。

【0023】バルブタイミングを変化させるために(第1油圧室2 6または第2油圧室2 8に油圧を導くため)、時刻  $t_A$  でバルブタイミング制御弁(OCV) 38のソレノイドがオンされると(図8の(1))、図7(1)の矢印  $h_4$  に示す高圧通路6 6への潤滑油の分流量が多くなる(図8(1) 参照)。このとき高圧通路6 6への潤滑油量の急増により圧力が図2において通路断面積を最小値とする圧力  $p_b$  付近の圧力  $p_5$  に降下し、流量制御弁7 0の開度は減少されるが、このとき弁体70-1とバルブシート70-2との間に最小隙間G(図1)が確保されているため、矢印  $j_4$  ,  $k_4$  により示す軸受部への油量は内燃機関の潤滑必要部において所望の潤滑性能を確保する量は維持される。一方、流量制御弁7 0が絞られることにより図7の(1)の矢印  $h_4$  により示す高圧通路6 6へ送られる潤滑油量は高圧時(図6(2)の  $h_2$ )より僅か減少した程度の量は確保される。従って、VVTの必要な応答性が得られると共に、その作動の必要な安定性が得られる。

【0024】バルブタイミング制御弁3 8から第1油圧室2 6または第2油圧室2 8への油圧導入によってバルブタイミングは油圧導入速度に応じて変化され(図8の(1)の実線)、時間  $\tau$  の経過後時刻  $t_B$  でバルブタイ

ミングの切り替えが完了される。流量制御弁7 0による絞り作用によりバルブタイミング制御弁への高圧通路6 6の油圧が確保され、応答時間  $\tau$  の値は高圧時のそれ(図6の(1))とほとんど遜色ない値となっている。

【0025】流量制御弁7 0を持たない従来技術では潤滑油温度が高温(例えば100 °C)で、機関回転数が600 r.p.m.といった低回転時は潤滑油通路の油圧は図8(1)の破線Xのように低いものしか得られない。そのため、バルブタイミング制御弁を開弁させたときの高圧通路への油量は図8(1)の破線Yのように少くなり、バルブタイミングの変化は図8の(1)の破線Zのように緩慢となり  $\tau$  のように大きな応答遅れとなっていた。

【0026】図9、図10は、低回転数(600 r.p.m.)において温度が更に上昇した最も条件の過酷な場合(例えば120 °C)を示す。潤滑油圧力(=  $p_6$ )は更に低下し、バルブタイミング可変機構のオフ状態(図9の(1))においてリリーフ量  $l_5$  は殆ど零となる。バルブタイミング制御弁(OCV) 38のオフ状態では高圧通路6 6への油量は  $h_5$  により表され、殆ど零となっている。矢印  $j_5$  ,  $k_5$  は内燃機関の潤滑必要部への潤滑油の流れを示す。

【0027】時刻  $t_A$  でバルブタイミング制御弁(OCV) 38のソレノイドがオンされると(図10の(1))、図9(1)の矢印  $h_6$  により示す高圧通路6 6への潤滑油の分流量が多くなる(図10(2) 参照)。そのため、バルブタイミング切替えは図10の(1)の実線で示すように充分な高速をもって行われる。このとき高圧通路6 6への潤滑油量の急増により圧力が図2において通路断面積を最小値とする圧力(=  $p_7$ )に降下し、流量制御弁7 0の開度は減少されるが、弁体70-1とバルブシート70-2との間に確保される最小隙間G(図1)により矢印  $j_6$  ,  $k_6$  により示す軸受部への油量は内燃機関の潤滑必要部において所望の潤滑性能を確保する量は維持される。

【0028】一方、従来技術では圧力は更に降下し(図10(1)の破線X)、バルブタイミング可変機構への油量は更に減少するため(図10(2)の破線Y)、図10の(1)の破線Zのように応答速度の低下は著しく大きくなる。図11はこの発明の第2実施例を概略的に示しており、制御装置170は制御弁8 0とバイパス通路8 2により成る。制御弁8 0の弁体8 4は常閉型であり、所定の油圧では全閉位置となり、一方、バイパス通路8 2は制御弁8 0が閉鎖する低圧時に内燃機関の潤滑に必要となる給油量を確保する。

【0029】図12は第3実施例を示し、この実施例では油圧により制御される制御弁の代わりに電磁式の制御弁9 0を設け、電磁弁はマイクロコンピュータより構成されるコントローラ9 2に接続され、油圧センサ9 4は潤滑油通路の油圧の検出を行う。即ち、油圧センサ9 4により検出される油圧が閾値に満たないときは電磁弁9 0は閉弁され、バイパス通路8 2を通過する必要流量が

内燃機関の潤滑必要部に供給され、余剰油をバルブタイミング可変機構に回すことによりバルブタイミングの切替応答速度を確保する。油圧センサ94により検出される油圧が閾値 $P_x$ を越えると電磁弁90は開弁される。図13は電磁弁90が開閉する閾値 $P_x$ を示している。

この閾値は油圧低下が問題となる温度100°Cといった高温時で所定低回転数における油圧の値に設定される。また、油圧低下が問題とならない油温40°Cでは油圧は閾値を下回らず、電磁弁90はいつも開放状態である。

【0030】図14は第4実施例を示す。この実施例では図12の制御弁90と同様な制御弁200に加え、リリーフ弁202を設け、そのリリーフ量を電気的に可変制御可能とし、コントローラ92によってリリーフ弁を制御をすることにしている。これによりバルブタイミング可変機構(VVT)を駆動するときは同機構に優先的にオイルが供給されるように油量分配用の制御弁200と可変リリーフ弁202の制御が後述のように行われる。また、コントローラ92には油圧センサ94からの油圧に加え、潤滑油の温度、エンジン回転数、エンジン負荷、バルブタイミングの進角量等のセンサ(図示しない)からのパラメータ信号が入力されている。

【0031】図15はこの実施例に使用される油量分配制御弁200の具体的構成を示している。油量分配制御弁200はVVTへの高圧通路66への分岐点よりエンジン側に配置されており、弁体206とソレノイド208とスプリング210と弁座212を備えている。ソレノイド208が通電されていない状態では(1)に示すようにスプリング210は弁体206を弁座212から離間する方向に付勢しており、このときはオリフィス82をバイパスする通路214が形成されるため内燃機関の必要潤滑部である主軸受や動弁系への油量は制限されない。ソレノイド208が通電されるた状態では(2)に示すようにソレノイド208に生じた電磁力は弁体206をスプリング210に抗して弁座212に着座させる。そのため、潤滑油は最低油量を確保するべくオリフィス82だけを通して内燃機関の必要潤滑部に供給される。即ち、このときは通路66を介してVVTへの給油が優先して行われる。

【0032】図16は図14における油量分配制御弁の別の具体的構造例を概略的に示している。即ち、油量分配制御弁200はロッド218と、ロッド218上の二対の弁体220、222と、ロッド218の端部に形成されるラック224と、ラック224と係合するピニオン226と、ピニオン226の回転駆動のためのモータ228とから成る。弁体220、222はバルブタイミング可変機構(VVT)への通路66及び主軸、動弁部などの内燃機関の潤滑部への通路54の制御をそれぞれ行うものである。図16の状態はVVTへの給油を優先する配置であり、VVTへの通路66への開口部aは最大となっており、一方

通路潤滑部への通路54への開口部bは必要最小値となっている。モータ228を回転させることによりピニオン226はラック224は図の右方に移動され、軸受部への通路の開口部bを増大させ、VVTへの通路66への開口部aを縮小させる。

【0033】図17は図14における可変リリーフ弁202の詳細構造を示す。即ち、可変リリーフ弁202はメイン油圧通路54の圧力に応動して可変リリーフを行う第1の弁体230と、第1の弁体230を閉鎖方向に付勢するスプリング232と、リリーフ圧の制御用の第2の弁体234と、第2の弁体234を開放方向に付勢するスプリング236と、ソレノイド238と、第1のリリーフ通路240と、第2のリリーフ通路242とより成る。定常運転ではソレノイド238への通電はされておらず、スプリング236によって第2の弁体234は第1のリリーフ通路240を開放するべく位置している。そのため、第1の弁体230が第1のリリーフ通路240を開放すべくスプリング232に抗して変位する低い油圧でメイン通路54から第1のリリーフ通路240を介してのリリーフが行われる。ソレノイド238が通電されると、ソレノイド238に生じた電磁力によって第2の弁体234はスプリング236に抗して左行きし、第1のリリーフ通路240を閉鎖する。そのため、第1の弁体230が第2のリリーフ通路242を開放すべくスプリング232に抗して変位する高い油圧でメイン通路54から第2のリリーフ通路240を介してのリリーフが行われる。

【0034】図18はこの実施例におけるコントローラ可変リリーフ動作を説明するフローチャートである。ス

30 テップ260は内燃機関の運転パラメータの検出を示している。即ち、機関回転数Ne、機関負荷W、油圧 $P_x$ 、バルブタイミングにおける現在の進角値 $V_x$ (図1の実施例においてタイミングピストン22の位置に相当する)のそれぞれの検出値が入力される。ステップ262では機関性能を最適とするバルブタイミング進角値の目標値 $V_i$ の算出が行われる。進角目標値 $V_i$ は、例えば、機関回転数Neと機関負荷Wとの二次元マップとしてROM内に格納されており、ステップ260で検出した機関回転数Ne、機関負荷Wの値より補間演算により目標値 $V_i$ を得ることができる。ステップ264では目標進角値 $V_i$ と実測進角値 $V_x$ との比較がされ、目標値と実測値とが一致しているときはステップ266に進み、流量分配制御弁200及びリリーフ弁202はオフされる。即ち、ソレノイド208、238を消磁するべくコントローラから信号が输出され、バルブタイミング可変機構への優先的な油圧制御は行われない。また、第2弁体234は第1リリーフ通路240を開放するため油圧配管54は低圧側に制御される。ステップ264で目標値と実測値とが一致していないとの判断のときは、ステップ270に進み、進角値を目標値 $V_i$ とするようVVTの制御

40

50

が第1実施例と同様に行われる。 $V_i > V_x$  のときはバルブタイミングが目標進角値に不足と判断され、OCV 38を第1位置とし、タイミングピストン22を左行させ、逆に、 $V_i < V_x$  のときはバルブタイミングが目標進角値より進み過ぎと判断され、OCV 38を第2位置とし、タイミングピストン22を右行させる。このような制御により最終的には $V_i = V_x$  とすることができます。

【0035】次に、ステップ280では検出した油圧 $P_x$  と設定油圧 $P_0$  (200kPa 程度)との大小比較がされる。即ち、 $P_x > P_0$  のときは油圧が足りており、所期の速度での進角値の変更が可能である、即ち、VVTでの優先的な油圧の制御が必要ないと判断し、ステップ260に戻り、以上の処理を繰り返す。 $P_x > P_0$  が成立しないときは所期の速度での進角制御ができないと判断され、そのときはステップ282に進み、流量分配制御弁200及びリリーフ弁202はオンされる。即ち、ソレノイド208は通電されるため図15の(ロ)に示すように弁体206は弁座212を閉鎖することから内燃機関の潤滑部への油量がオリフィス82による最小値に制御され、また図17のソレノイド234は通電を受けるため第2弁体234は第1通路240を閉鎖するため、油圧通路54は高圧に制御される。このようにVVTへの優先的な油圧制御に加えて設定油圧を高める制御を併用することにより、低回転速度運転時等の油圧が低下する運転時においてバルブタイミングの切り替え制御の必要な応答性を確保することができる。

【0036】図19の(イ)及び(ロ)は第4実施例において機関回転数とVVT側油圧との関係及び機関回転数とVVT応答時間を従来との比較において示す。即ち、従来技術では機関低回転側においてVVT側の油圧が(イ)の破線に示すように低いため、(ロ)の破線に示すように応答時間が長くなっていたが、実線で示す本実施例では低回転側の油圧を従来と比較して高めることができるために低回転側での応答性の大幅な改善を実現することができる。

【0037】図20は第5実施例を示しており、この実施例はオイルクーラ65と流量分配制御弁70とを一体的な組立体300として構成したことを特徴としている。図21によってこの一体構造を説明すると、302はハウジングであり、ハウジング302の上面に別体のオイルフィルタ57が適当な手段によって取付られる。オイルポンプからのオイルはハウジング302内を突き抜けるように配置されたパイプ303を介してオイルフィルタ57に流入されるように配置されている。ハウジング302の中心にパイプ304が垂直方向に挿入固定され、パイプ304の下端は主軸受や動弁機構等の潤滑必要部への通路308に連通するようにエンジンプロック306に固定される。パイプ304の上端からオイルフィルタ57により清浄とされた後のオイルが流入される。パイプ304内には弁体310が上下摺動自在に挿入されている。弁体310はスプリング312により上

方に付勢され、通常は弁体310の上端はパイプ304の内周肩部304-1に着座される。弁体310の端面に開口310-1が形成され、この開口310-1はVVTへの油圧の優先制御時において主軸受や動弁機構等の潤滑必要部に最小限のオイルを供給するオリフィスの機能を達成するものである。弁体310の手前の位置でVVTへの通路66が分岐している。分岐部の下流においてパイプ304には開口304-2が形成され、この開口304-2はハウジング302内に形成される通路320を介して弁体310の下流のパイプ304の部分に開口している。更に下流側において、パイプ304にはリリーフポート322が形成され、このリリーフポート322はハウジング302内に形成されるバイパス通路330を介して弁体310の下流側においてパイプ304に形成された開口304-2に接続されている。従って、弁体310が弁座304-1よりリフトしたときは、開口304-2をオイルは通過し、この部分での圧力損失は解消される。

【0038】組立体300をオイルクーラとして機能させるためハウジング302は冷却水室334を形成しており、冷却水室334に入口部336により冷却水が導入され、出口部338より冷却水が排出される(冷却水の流れについては図22参照)。オイル通路320は熱交換部(フィン)340により冷却水室334内の冷却水と熱交換可能に配置される。

【0039】この実施例の作動において、弁体310は油圧の力とスプリング312の押しつけ力とのバランスによって開弁量が決まる。流量の少ない油圧の低い状態では弁体310の前後の差圧によって弁体310は肩部304-1に当接する位置をとり、潤滑部への流量は孔310-1の径で決まる最小流量となり、VVT側通路66への優先的な潤滑油供給が行われ、VVTの応答性を確保することができる。内燃機関の回転数が高いためポンプ吐出量が大きいときは高油圧によって弁体310はスプリング312に抗して下降され、オイルが通路320を通過することにより、潤滑部側への流量は増大される(オイルの流れについては図23を参照)。この間、熱交換部340によりオイルと冷却水との熱交換が行われ、油温は低下される。一方、油温が低い場合は熱交換部340での粘性抵抗の増大により圧力損失が増大するため、弁体310はリリーフポート322を開放する位置まで下降する。そのため、オイルはリリーフ通路330を通過するため、圧力損失の高い状態は解消される。

【0040】図24の実施例はオイルフィルタのハウジングをも一体化した組立体400を示している。即ち、この実施例ではハウジング402は図21で説明したオイルクーラと制御弁とを一体化した構造に加えてオイルフィルタを一体化している。即ち、潤滑部への油圧通路308に連通するパイプ408は上方に突出している。この突出部にフィルタ部材404が挿入され、カバー410がボルト412により固定される構造となってい

る。414はオイルシールである。ハウジング402の外周付近に環状室416が形成され、環状室416はオイルクーラ部分を貫通する連通パイプ303によってオイルポンプの吐出側に接続され、この環状室416はフィルタホルダ418の連通孔418-1を介してフィルタ部材404に開口され、フィルタ部材404にオイルを導入することができる。パイプ408は連通孔408-1を備え、フィルタ部材404を通過後のオイルはパイプ408、連通孔420よりVVT側への高圧通路66に導入される。VVT側への優先的なオイル供給を行う弁体310及びオイルクーラを構成する冷却室334及び熱交換部340の構成は図20の実施例と同一であり、詳細説明は省略する。

【0041】この実施例ではオイルクーラに加え、オイルフィルタも共通のハウジング402に装着することにより部品点数の一層の削減を図ることができる。また、フィルタ部材の交換はカバー410を外すことだけで行うことができ、従来におけるフィルタハウジング毎の交換方式と比較して、資源節約、コスト低減を実現することができる。

【0042】図26及び図27は図21又は図24の実施例において使用される制御弁の弁体310の別形態を示す。即ち、弁体500はその上端が4か所(図27)においてカットされることにより凹部500-1が形成される。そのため、低油圧時は図26の(ロ)に示すように弁体500が弁座304-1に着座時に絞られた通路が形成され、ここ矢印のようにオイルが通過し、図21の通路320を通過して内燃機関の潤滑必要部に最小限の給油が行われ、残りはVVT側へ優先的に供給され、VVTの高速応答性を確保することができる。高油圧時は図26の(イ)に示すように弁体500のリフトは大きくなり、内燃機関の潤滑必要部に向かう油量を増大させることができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】図1はバルブタイミング可変機構の全体概略構成図である。

【図2】図2は流量制御弁にかかる油圧と通路面積比との関係を示すグラフである。

【図3】図3は油圧とVVT応答時間との関係を示すグラフである。

【図4】図4は機関回転数と1回転当たりの主軸受における油量を模式的に示すグラフである。

【図5】図5はこの発明の油圧経路の概略図であり、高油圧(水温=100°C、2000r.p.m)での潤滑油の流れを説明している。

【図6】図6は図5の条件でのバルブタイミングの切替えに伴う各部の作動を説明するタイミング図である。

【図7】図7は図5と同様であるが、低油圧(水温=100°C、600r.p.m)での潤滑油の流れを説明している。

【図8】図8は図7の条件でのバルブタイミングの切替

えに伴う各部の作動を説明するタイミング図である。【図9】図9は図5と同様であるが、更に低油圧(水温=120°C、600r.p.m)での潤滑油の流れを説明している。

【図10】図10は図9の条件でのバルブタイミングの切替えに伴う各部の作動を説明するタイミング図である。

【図11】図11は別の実施例の油圧経路の概略図である。

10 【図12】図12は更に別の実施例の油圧経路の概略図である。

【図13】図13は図12の実施例での制御弁のオン・オフを行う閾値を説明するグラフである。

【図14】図14は第4実施例の油圧経路の概略図である。

【図15】図15は図14の実施例の制御弁の具体的構成を示す図である。

【図16】図16は図14の実施例の制御弁の別の具体的構成を示す図である。

20 【図17】図17は図14の実施例の可変リリーフ弁の具体的構成を示す図である。

【図18】図18は図14の実施例の動作を説明するフローチャートである。

【図19】図19は図14の実施例の油圧特性(イ)及び応答時間特性(ロ)を示すグラフである。

【図20】図20は第5実施例の油圧経路の概略図である。

【図21】図21は図20における制御弁一体型オイルクーラーの断面図である。

30 【図22】図22は図21におけるXXII-XXII線に沿って表される矢視断面図である。

【図23】図23は図21におけるXXIII-XXIII線に沿って表される矢視断面図である。

【図24】図24は第6実施例における制御弁及びオイルフィルタ一体型オイルクーラーの断面図である。

【図25】図25は図24のXXV-XXV線に沿って表される矢視断面図である。

【図26】図27は制御弁の別形態を示す概略図である。

40 【図27】図27は図26のXXVII方向の矢視図である。

#### 【符号の説明】

10…シリンダヘッド

12…カムシャフト

14…タイミングブーリ

16…タイミングベルト

18A, 22A, 22B, 30A…スライ

22…タイミングピストン

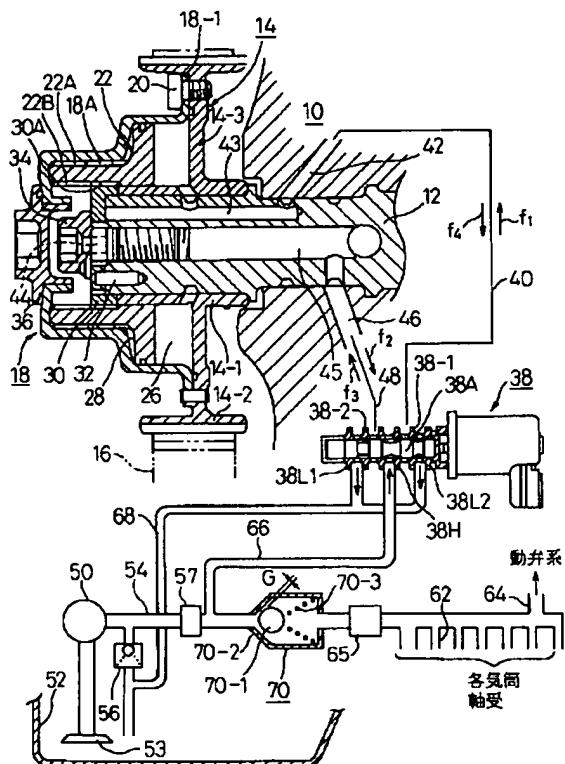
38…バルブタイミング制御弁(OCV)

50…潤滑油ポンプ

15

52…オイルパン  
54…潤滑油通路  
56…リリーフ弁

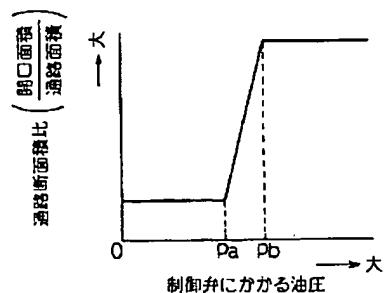
【図1】



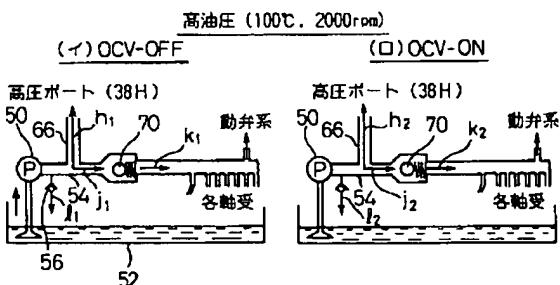
16

66…高圧通路  
70…流量制御弁

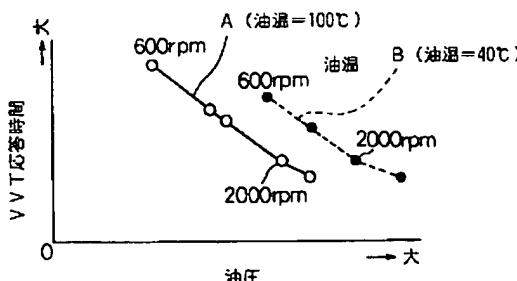
【図2】



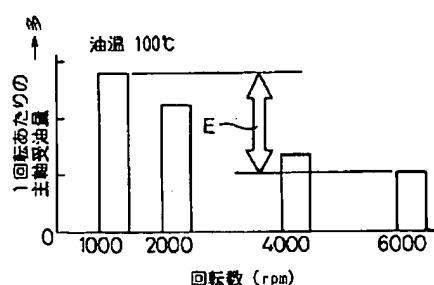
【図5】



【図3】



【図4】

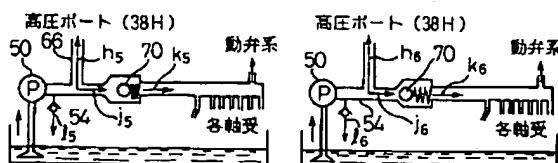


【図9】

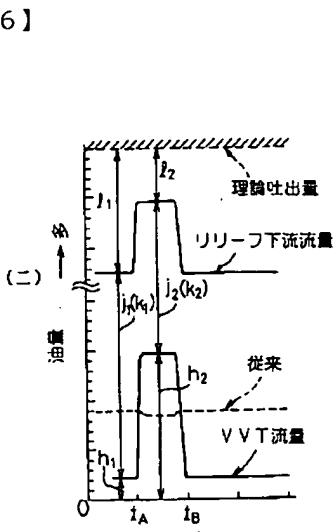
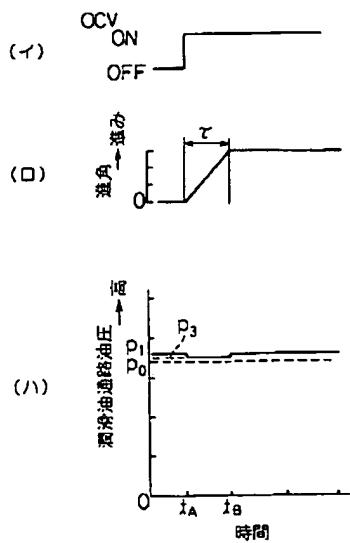
低油圧 (120°C, 600rpm)

(イ) OCV-OFF

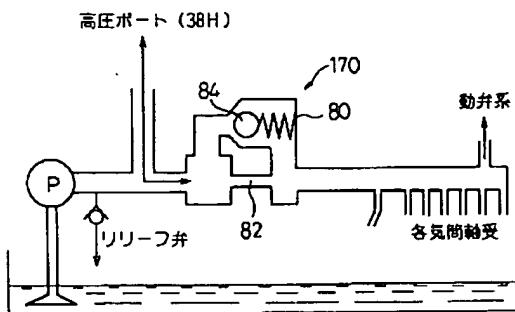
(ロ) OCV-ON



【図6】

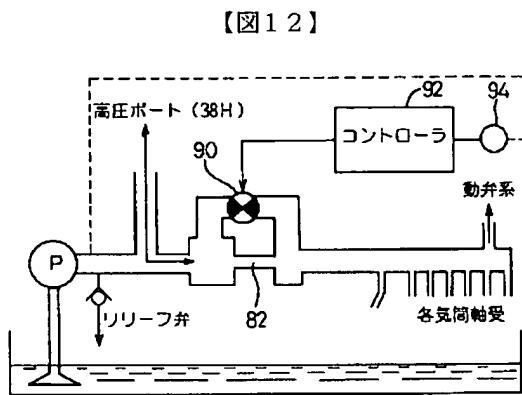
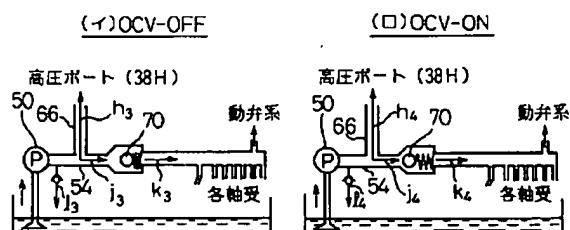


【図11】

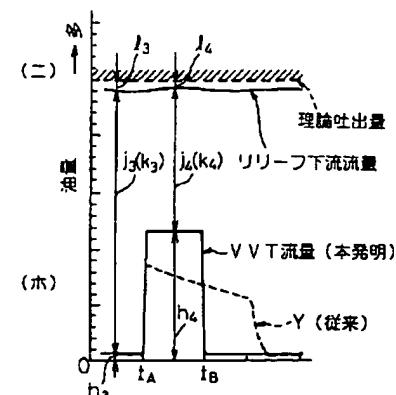
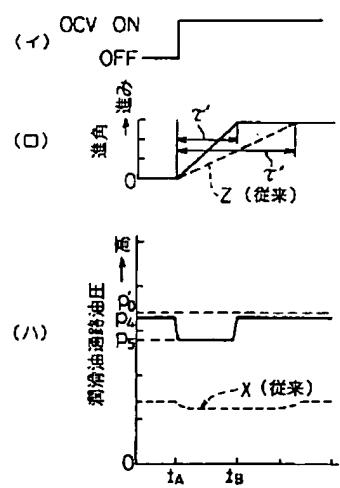


【図7】

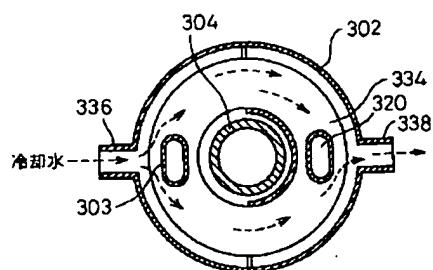
低油圧 (100°C, 600rpm)



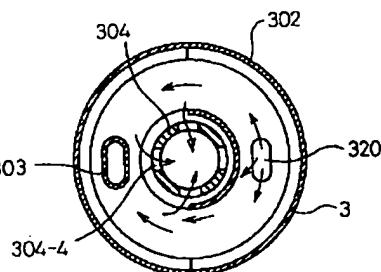
【図8】



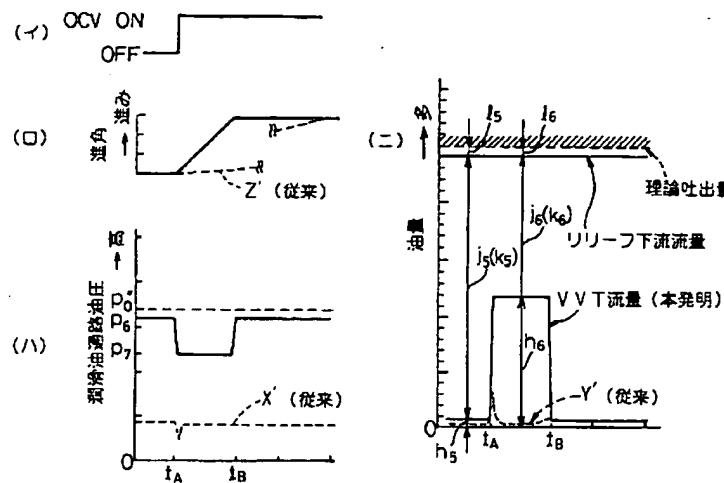
【図22】



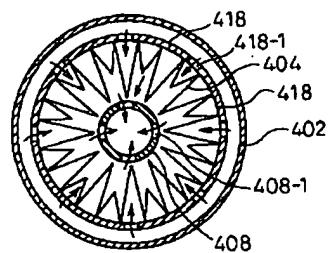
【図23】



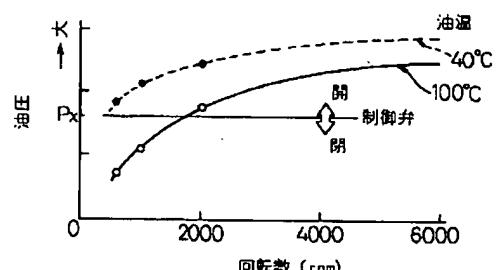
【図10】



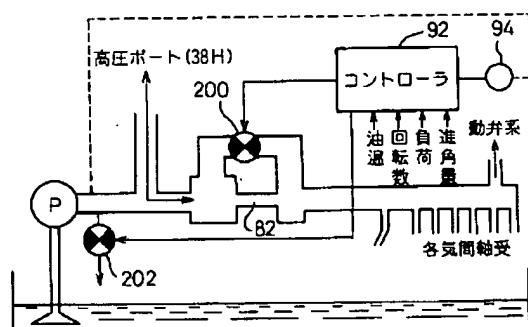
【図25】



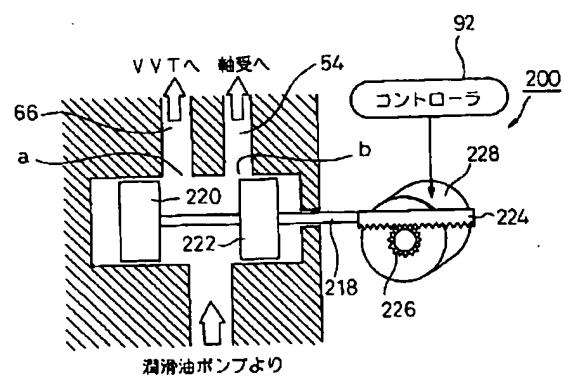
【図13】



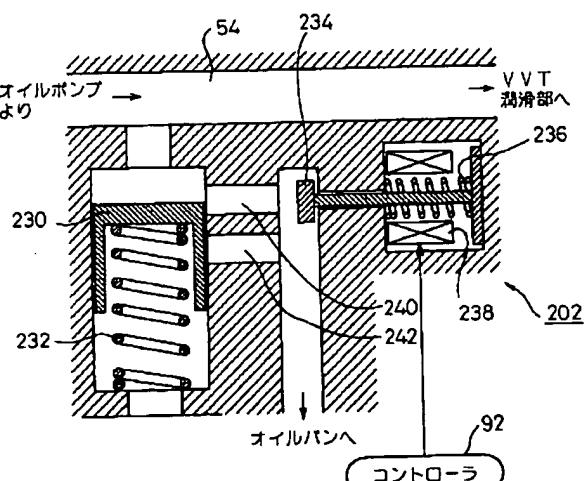
【図14】



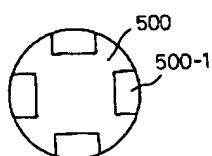
【図16】



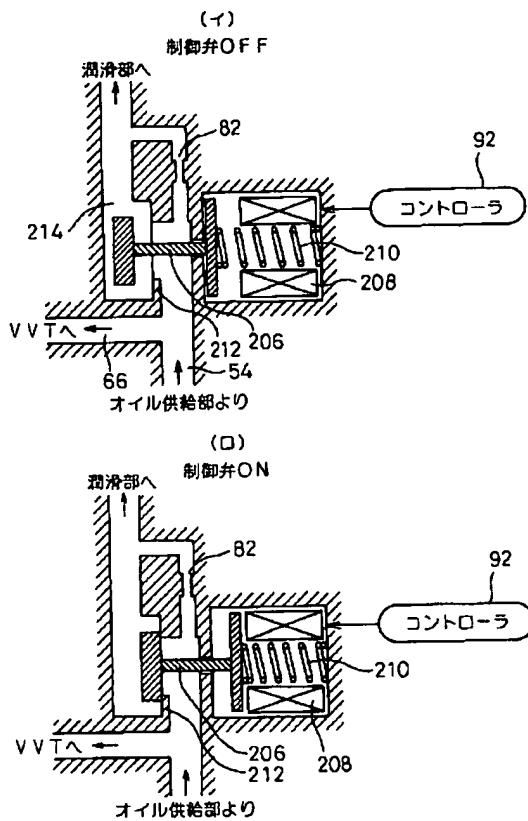
【図17】



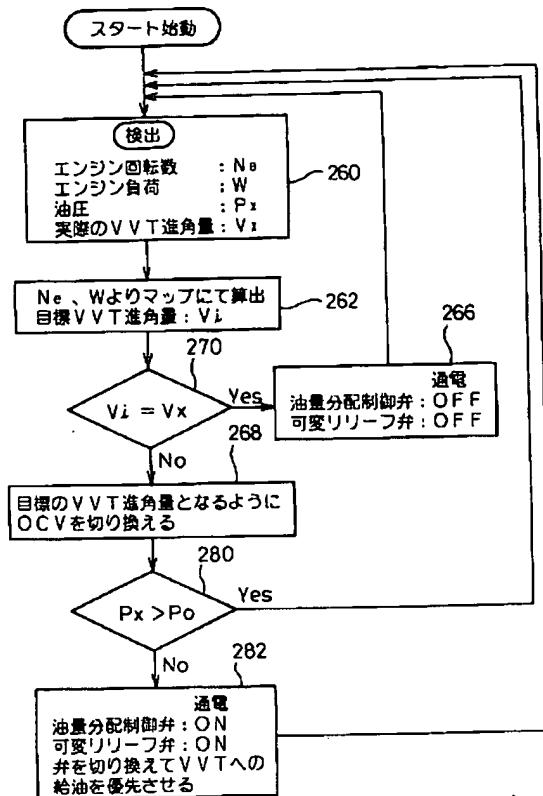
【図27】



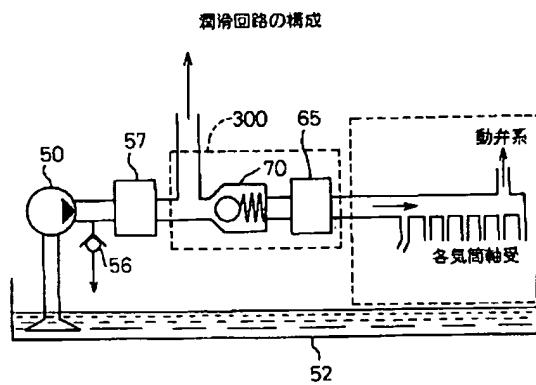
【图15】



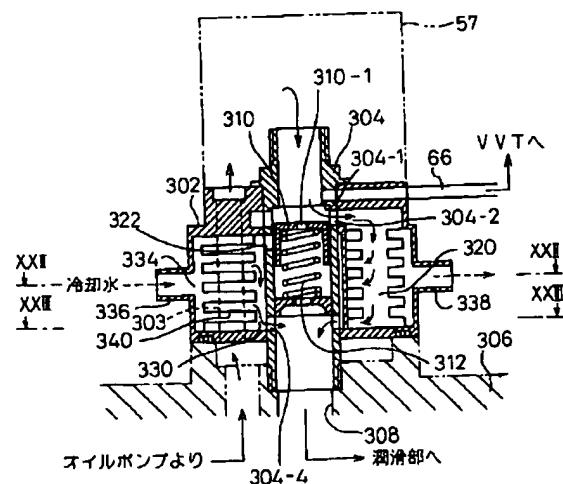
〔図18〕



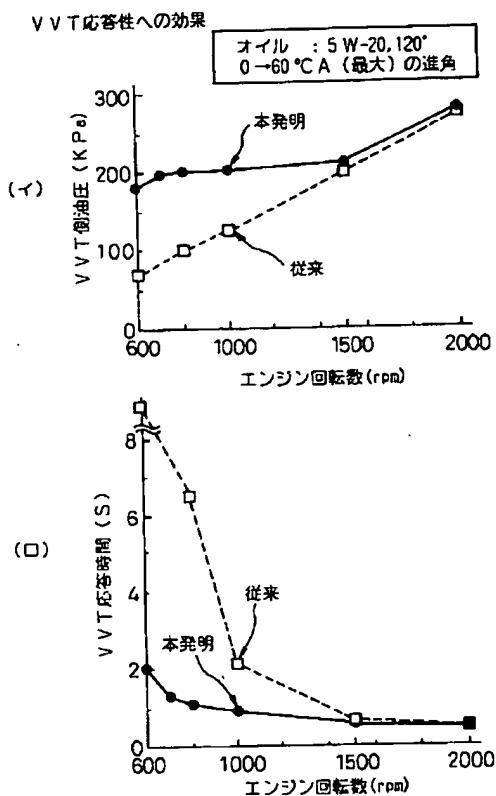
【图20】



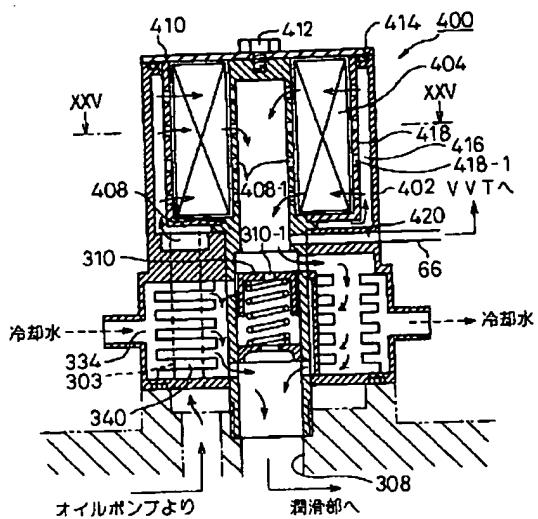
【图21】



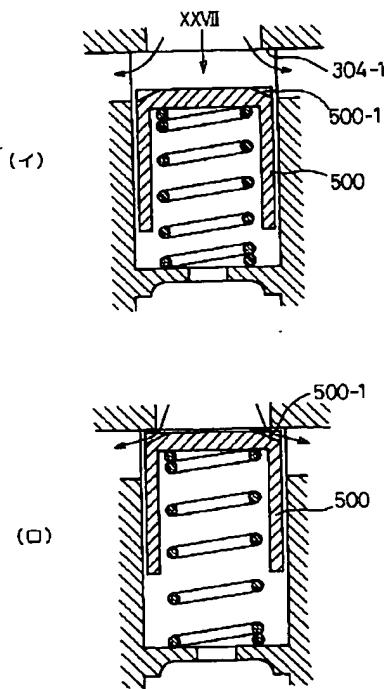
### 【図19】



【图24】



【图26】



## フロントページの続き

(72) 発明者 小浜 時男  
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
社日本自動車部品総合研究所内

(72) 発明者 吉永 融  
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
社日本自動車部品総合研究所内

(72) 発明者 成田 光晴  
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
社日本自動車部品総合研究所内

(72) 発明者 金山 亘  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72) 発明者 大堀 正衛  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72) 発明者 宇田 等  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

**PAT-NO:** **JP410141036A**

**DOCUMENT-IDENTIFIER:** **JP 10141036 A**

**TITLE:** **LUBRICATION HYDRAULIC CIRCUIT  
FOR INTERNAL COMBUSTION  
ENGINE**

**PUBN-DATE:** **May 26, 1998**

**INVENTOR-INFORMATION:**

**NAME**

**FUKUNAGA, HIROYUKI**

**KATO, NAOYA**

**KOHAMA, TOKIO**

**YOSHINAGA, TORU**

**NARITA, MITSUHARU**

**KANAYAMA, WATARU**

**OHORI, MASAE**

**UDA, HITOSHI**

**ASSIGNEE-INFORMATION:**

**NAME**

**COUNTRY**

**NIPPON SOKEN INC**

**N/A**

**TOYOTA MOTOR CORP**

**N/A**

**APPL-NO: JP09167755**

**APPL-DATE: June 24, 1997**

**INT-CL (IPC): F01M001/16, F01L001/34 , F02D013/02**

**ABSTRACT:**

**PROBLEM TO BE SOLVED: To perform the feed of a high oil pressure to a valve timing varying mechanism as an amount of lubricating oil necessary to a lubrication needing portion, such as a bearing part and a valve system is ensured, in a hydraulic control device for the lubricating oil system of an internal combustion engine.**

**SOLUTION: In a lubricating oil passage 54 to interconnect a lubrication oil pump 50 and the lubrication necessary portion of an internal combustion engine, a control valve 70 is arranged in a spot situated downstream from a portion where a high pressure passage 66 to a valve timing control valve 38 is branched. A control valve 70 responds to a pressure in the lubrication oil**

**passage 54 but at a high oil temperature (100&deg;C) or more, at which a lubrication pressure is reduced, and during low rotation (600rpm), a gap G to ensure a minimum lubricating oil amount to the lubrication necessary portion of an internal combustion engine is ensured between a valve element 70-1 and a valve seat 70-2. Thereby, the feed of oil to a valve timing mechanism is effected in priority during a low oil pressure and valve timing switching responsiveness is ensured.**

**COPYRIGHT: (C)1998,JPO**